

УДК 629.114.07

МАНДРЫКА В.Р., МАНДРЫКА А.В., НТУ «ХПИ», Казенное предприятие
«ХКБМ им. А.А. Морозова»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАЗДАТОЧНОЙ КОРОБКИ ДЛЯ ПОДКЛЮЧЕНИЯ ПОТОКА МОЩНОСТИ ОТ ДВИГАТЕЛЯ К ВЕДУЩИМ МОСТАМ ПОЛНОПРИВОДНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ БЕЗ ЕЕ ОСТАНОВКИ

Представлена математична модель дає можливість провести дослідження розроблювальних елементів трансмісії з гідроприводами та підібрати раціональні закони для їх управління.

Введение. В серийных моделях отечественных полноприводных грузовых автомобилей и колесных тракторов подключение в процессе движения предварительно отключенного моста не предусмотрено. Известны конструкции раздаточной коробки, которая содержит ряд новых элементов, обеспечивающих это включение. К их числу относятся:

- Муфта трения с гидравлическим приводом, которая предназначена для передачи потока мощности на подключаемый мост во время ее включения;
- Обгонная муфта, которая размыкает поток мощности, передаваемый на подключаемый мост при достижении равенства линейных скоростей под ведущими колесами основного и подключаемого мостов.

Включение муфты трения производится водителем. Однако закон управления включением муфты зависит в основном от параметров гидропривода и может быть подобран при исследовании переходных процессов, возникающих в трансмиссии автомобиля при подключении моста в процессе движения.

Анализ последних достижений и публикаций. Исследование процесса переключения передач автомобилей и колесных тракторов в процессе движения проведено достаточно обширно [1,2,3]. Однако, динамика изменения нагрузок в трансмиссии машины при подключении дополнительных мостов в процессе движения исследована не в полной мере.

Цель и постановка задачи. Целью исследования является изучение динамических нагрузок, которые возникают при подключении ведущих мостов, для чего необходимо составление математической модели, учитывающей указанные требования. В качестве объекта исследования принимаем полноприводное транспортное средство, обеспечивающее движение с основным, постоянно включенным ведущим мостом, и имеющее возможность подключать в процессе движения дополнительные ведущие мосты. В качестве нагрузки принимаются основные рабочие режимы, в том числе транспортные операции и пахота.

Теоретические исследования. Для составления математической модели системы «Транспортное средство с постоянно включенным основным мостом – устройство подключения – дополнительный ведущий мост» рассмотрим динамическую модель, которая приведена на рисунке 1.

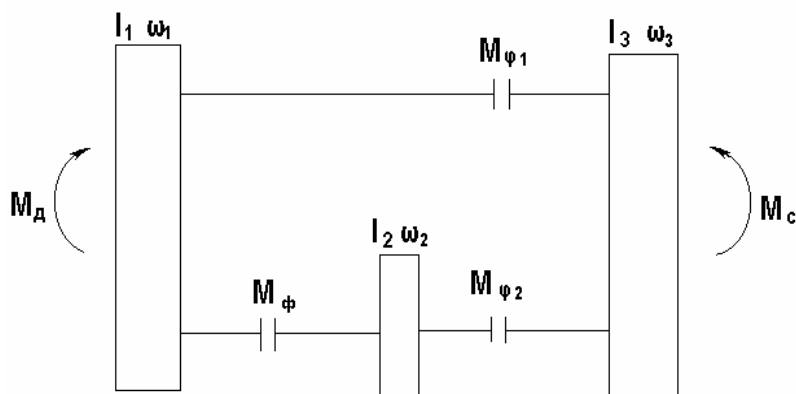


Рис.1 – Динамическая модель системы

С использованием метода Д’Аламбера на основании схемы, представленной на рис.1, получим ее математическую модель:

$$I_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = M_d - (M_{\phi_1} + M_{\phi});$$

$$I_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{\phi} - M_{\phi_2};$$

$$I_3 \cdot \frac{d\omega_3}{dt} = (M_{\phi_1} + M_{\phi_2}) - M_c.$$

где:

I_1 - приведенный к ведущим колесам основного моста момент инерции вращающихся частей двигателя, муфты сцепления, коробки передач, карданного вала, элементов трансмиссии, находящихся в основном мосту, ведущих колес основного моста;

I_2 - приведенный к ведущим колесам дополнительного моста момент инерции вращающихся частей карданного вала, элементов трансмиссии, находящихся в дополнительном мосту, ведущих колес дополнительного моста;

I_3 - приведенный к ведущим колесам основного и дополнительного мостов момент инерции поступательно движущихся частей колесной машины с прицепом или технологическим оборудованием;

M_d - приведенный к ведущим колесам крутящий момент на коленчатом валу двигателя;

M_{ϕ} - приведенный к ведущим колесам крутящий момент на гидроподжимной муфте, передающей поток мощности от двигателя на ведущий мост;

M_{ϕ_1}, M_{ϕ_2} - момент от сил сцепления ведущих колес переднего и заднего мостов с почвой;

M_c - момент от сил сопротивления при выполнении машиной основных рабочих режимов.

Сделаем следующие допущения:

- в качестве энергетической установки для грузовых автомобилей и тракторов принимаем дизельный двигатель;
- работа объекта исследования осуществляется при полной подаче топлива в цилиндры двигателя.

Математическое описание регуляторной ветви скоростной характеристики дизеля может быть аппроксимировано параболой, а корректорной ветви – линейной зависимостью в функции от скорости вращения коленчатого вала. Тогда математическая модель двигателя имеет вид:

$$M_{\delta} = \begin{cases} a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2; \text{ при } \omega_M < \omega_1 \leq \omega_N \\ b_0 + b_1 \cdot \omega_1; \text{ при } \omega_N < \omega_1 \leq \omega_{xx} \end{cases},$$

где: ω_M , ω_N , ω_{xx} - значения приведенной угловой скорости коленчатого вала двигателя, соответствующие максимальному моменту, максимальной мощности и максимальной скорости коленчатого вала при отсутствии нагрузки;

a_0 , a_1 , a_2 , b_0 , b_1 - коэффициенты аппроксимации.

Моменты от сил сцепления ведущих колес основного и дополнительного мостов с почвой M_{φ_1} и M_{φ_2} будут иметь соответственно следующий вид:

$$M_{\varphi_1} = G_1 \cdot \varphi_1 \cdot R_{вк}; \quad M_{\varphi_2} = G_2 \cdot \varphi_2 \cdot R_{вк},$$

где: G_1 , G_2 - вертикальная нагрузка на ведущие колеса основного и дополнительного мостов. Принимаем, что G_1 и G_2 в процессе движения сохраняют свои величины неизменными, а в процессе подключения дополнительного моста изменяются с учетом инерционных свойств объекта исследования;

$R_{вк}$ - радиусы ведущих колес основного и дополнительного мостов, которые принимаем равными между собой.

Коэффициент сцепления движителей тягово-приводных машин с почвой φ является функцией от буксования δ . Принимаем, что для грузовых полноприводных автомобилей и колесных тракторов с близкими значениями весовых и энергетических характеристик эту зависимость можно считать одинаковой и определенной в [4]:

$$\varphi = A - B \cdot \exp(-C \cdot \delta),$$

где: A , B и C – коэффициенты аппроксимации, зависящие от типа движителя, вида колесной формулы и характеристик почвы.

В соответствии с определением буксования и схемой, приведенной на рис.1, зависимости буксования колес основного δ_1 и дополнительного δ_2 мостов имеют следующий вид:

$$\delta_1 = \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1}, \quad \delta_2 = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_2}.$$

Окончательно, с учетом принятых допущений моменты от сил сцепления ведущих колес заднего и переднего мостов с почвой M_{φ_1} и M_{φ_2} имеют вид:

$$M_{\varphi_1} = G_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \left\{ A - B \cdot \exp \left[-C \cdot \left(\frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_1} \right) \right] \right\};$$

$$M_{\varphi_2} = G_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \left\{ A - B \cdot \exp \left[-C \cdot \left(\frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_2} \right) \right] \right\}.$$

Сила сопротивления при выполнении транспортным средством рабочих режимов P_c складывается из сопротивления перекачиванию P_f и величины крюковой нагрузки P_T , которые являются функциональными зависимостями от скорости движения агрегата, т.е. $P_c = P_f + P_T$.

В свою очередь

$$P_f = f_T \cdot G_T,$$

где $G_T = G_1 + G_2$ - вес трактора, f_T - коэффициент сопротивления перекачиванию.

По результатам экспериментальных исследований, зависимости $f_T = f(V)$ и $P_T = f(V)$ были аппроксимированы параболой с использованием метода наименьших квадратов, уравнения которых имеют следующий вид:

$$f_T = c_0 + c_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3 + c_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3^2;$$

$$P_T = d_0 + d_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3 + d_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3^2,$$

где: $c_0, c_1, c_2, d_0, d_1, d_2$ - коэффициенты аппроксимации.

Окончательно момент от сил сопротивления M_c имеет вид:

$$M_c = P_c \cdot R_{\text{вк}} = [(c_0 + c_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3 + c_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3^2) \cdot G_T + (d_0 + d_1 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3 + d_2 \cdot R_{\text{вк}} \cdot \omega_3^2)] \cdot R_{\text{вк}}.$$

Крутящий момент на гидropоджимной муфте M_ϕ , передающей поток мощности от двигателя на дополнительный ведущий мост, определяется конструктивными параметрами муфты (количество пар трения, габариты дисков), а также законом изменения давления во времени $p = f(t)$ при его включении и выключении, представленным на рисунке 2.

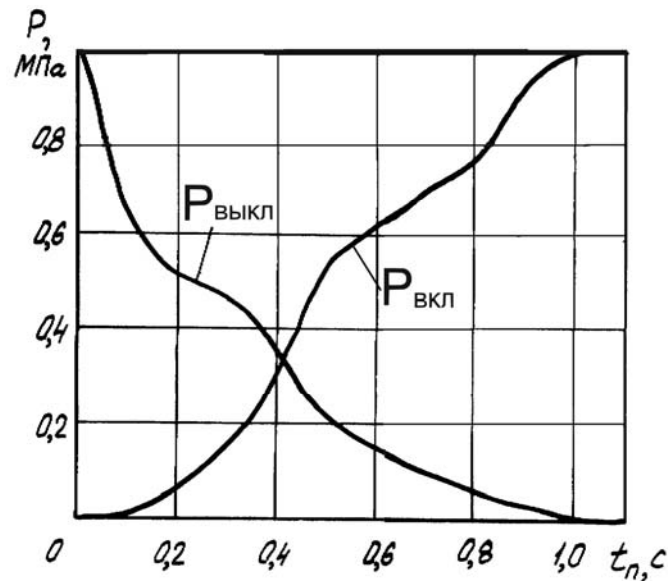


Рис. 2 - Зависимость изменения давления p в гидромуфте при ее включении $p_{вкл}$ и выключении $p_{выкл}$

Из экспериментальных данных, приведенных на рисунке 2, следует, что математически представить зависимость $p = f(t)$ можно с использованием метода кусочно-линейной аппроксимации, который имеет вид:

$$p = \begin{cases} 0; & t \leq t_1 \\ K_1 \cdot t; & t_1 < t \leq t_n \\ p_0; & t > t_n \end{cases},$$

где: $K_1 = 1,11$; $t_1 = 0,1$ с; $p_0 = 1$ МПа; $t_n = 1$ с.

Максимальное значение момента трения M_{ϕ} , передаваемого гидромуфтой, равняется:

$$M_{\phi \max} = \beta \cdot \mu \cdot p \cdot z \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (R_n^2 - R_s^2) \cdot (R_n + R_s),$$

где μ - усредненное значение коэффициента трения пары «сталь - металлокерамика»;

p - давление на выходе распределителя. Принимаем, что давление на выходе распределителя равно давлению в бустере гидромуфты;

z - число пар трения;

β - коэффициент запаса муфты трения;

R_n, R_s - наружный и внутренний радиусы дисков трения.

Принимаем, что при замыкании гидropоджимной муфты величина M_{ϕ} уменьшается по экспоненциальному закону:

$$M_{\phi} = M_{\phi 0} \cdot (1 + e^{-k \cdot t}),$$

где k - коэффициент аппроксимации, характеризующий скорость уменьшения M_{ϕ} ;

$M_{\phi 0}$ - установившееся значение момента сопротивления под дополнительным ведущим мостом.

Моделирование процесса включения гидropоджимной муфты при подключении дополнительного моста автомобиля в процессе движения будем проводить, решая исходную систему дифференциальных уравнений с использованием пакета СИАМ.

Определяя законы изменения угловых скоростей ω_1, ω_2 , находим работу буксования дисков трения с учетом взаимодействия ведущих колес, воспользовавшись известной зависимостью:

$$A_{\delta} = \int_{t_0}^{t_1} M_{\phi 1} \cdot (\omega_1 - \omega_2) \cdot dt,$$

где $M_{\phi 1}$ - приведенный к валу гидropоджимной муфты момент, определяемый условиями движения объекта исследования.

Выбор параметров закона управления гидромuфтой будем проводить как с учетом температурной загруженности муфты трения при подключении дополнительного ведущего моста, так и коэффициента динамичности, определяющего динамику этого подключения.

Выводы

Представленная математическая модель дает возможность провести исследования как существующих, так и разрабатываемых элементов трансмиссии с объемными гидropриводами и подобрать рациональные законы их управления.

Список литературы: 1. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642с. 2. Коденко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов. – Харьков: Выща школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1983. – 128с. 3. Коденко М.Н., Артюшенко А.Д., Мандрыка В.Р., Мироненко В.И. Системы автоматического управления режимами работы сельскохозяйственных тракторов / Под ред. Коденко М.Н. Х.: Выща шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1988. – 152 с. 4. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. – М.: Машиностроение, 1972. – 157с.